

JA 0143104  
AUG 1983

JA-1983-08

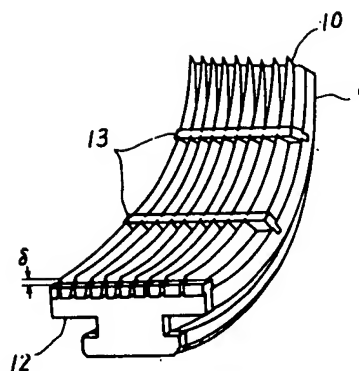
TH 415-170 R

(54) LEAKAGE PREVENTIVE DEVICE OF AXIAL-FLOW HYDRAULIC MACHINE

(11) 58-143104 (A) (43) 25.8.1983 (19) JP  
(21) Appl. No. 57-24491 (22) 19.2.1982  
(71) HITACHI SEISAKUSHO K.K. (72) YOSHIKI YAMAZAKI  
(51) Int. Cl. F01D11/02

**PURPOSE:** To prevent abnormal vibration of a rotor by providing the plural number of turning flow preventive pieces in the peripheral direction within an expansion chamber partitioned by means of seal fins of labyrinth packing for an axial-flow hydraulic machine and impeding a leakage flow in the peripheral direction.

**CONSTITUTION:** A labyrinth packing 9 equipped with a seal fin 10 and divided into four parts is annularly planted into a casing on the outer periphery of a rotor. Turning flow preventive pieces 12 are inserted in joining parts of the labyrinth packing 9, while turning flow preventive pieces 13 are planted in said packing.



415/174.5

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—143104

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 01 D 11/02

識別記号

庁内整理番号  
7910—3G

⑭ 公開 昭和58年(1983)8月25日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑮ 軸流流体機械の漏洩防止装置

日立製作所機械研究所内

⑯ 特 願 昭57—24491

⑰ 出 願 人 株式会社日立製作所  
東京都千代田区丸の内1丁目5  
番1号

⑱ 出 願 昭57(1982)2月19日

⑲ 発 明 者 山崎義昭

⑳ 代 理 人 弁理士 高橋明夫

土浦市神立町502番地株式会社

明 細 書

発明の名称 軸流流体機械の漏洩防止装置

特許請求の範囲

1. ロータの外周に面した静止体の壁面に、円環状に配列されたシールフィンを複数個設置したラビリンスパッキンを有する軸流流体機械の漏洩防止装置において、隣接した前記シールフィン間で形成される漏洩流体の膨張室を流れる流体の周方向流れを防止する部材と、前記ラビリンスパッキンの円周方向に任意の間隔をもつて設置したことを特徴とする軸流流体機械の漏洩防止装置。
2. 前記部材は漏洩流体の膨張室を周方向に複数に区分するよう前記膨張室内に配設されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の軸流流体機械の漏洩防止装置。
3. 前記部材はロータ軸方向に沿ってそれぞれ伸びている板状の部材であることを特徴とする特許請求の範囲第1項又は第2項記載の軸流流体機械の漏洩防止装置。

発明の詳細な説明

本発明は、ラビリンスパッキンを有する蒸気タービン、ガスタービン、軸流圧縮機等の軸流流体機械の漏洩防止装置に関する。

最近、蒸気タービン、ガスタービン等の発電プラントの単機容量の増大化が著しく、性能向上と信頼性が重要な問題となつている。特に蒸気タービン等の高圧流体が作動する高圧タービンにおいては、ロータの回転部からの漏洩による漏洩損失が多くなるので、第1図に高圧蒸気タービンについて示すように、回転するロータ1と外周側の静止体壁面であるケーシング2の壁面に、ロータの軸方向に任意の間隔をもつて複数のシールフィンからなるラビリンスパッキンを設置した軸封パッキン3を多数配置することが行われている。また、静翼4を支持するダイヤフラム5とロータ1の間には前記軸封パッキン3と同様のダイヤフラムパッキン6が配置されている。さらに動翼7の外周面はダイヤフラム5に挿込まれたラジアルフィン8が設置され漏洩を防止し、漏洩損失を低減する構造になつている。第2図は軸封パッキン3に用

いられるラビリンスパツキン9の1例を示したものであり、軸封パツキン3及びダイヤフラムパツキン6に使用され、図のようなブロックを複数個周方向に配設して、ロータ1の全周を覆うようになっている。また、このラビリンスパツキン9は軸方向に複数のシールフィン10が順次配設されている。このシールフィン10の先端とロータ1の表面との間は微小間隔が保持されるようになっており、この微小間隔を通過した流体を、隣接するシールフィン間で形成される各膨張室11で急膨張させることにより、流体の漏洩量を低減してシール効果をあげるようになっているものである。

ところで、このようなラビリンスパツキン9による漏洩防止構造においては、シールフィン10と回転体との間隔が数少であるために、回転するロータの微小振動により流体の漏洩量がシールフィン10の周方向で変化することになり、膨張室11内の静圧もその周方向について変化する。そしてこれによるロータ表面の面圧差によつてロータに流体力が作用し、その流体力によつてロータ

なわち周方向流れ成分Uを持っている。そしてこの周方向速度Uの平均値は、従来の蒸気タービン及びガスタービンの軸封パツキンとダイヤフラムパツキンにおいては、ロータ表面周速Wの約半分になる。

一方、前記ロータが円振れ回り振動する場合に生じる流体力は、第4図のベクトル図におけるF<sub>a</sub>で示すように、ロータ中心Oに作用し、この流体力のロータ旋回方向 $\omega$ の分力F<sub>c</sub>がロータ系の粘性減衰力F<sub>d</sub>より大きくなると、ロータの振動振幅を増大させる。もし前記流体力F<sub>c</sub>がロータの旋回方向 $\omega$ と逆方向、すなわちロータ系の粘性減衰力F<sub>d</sub>と同一方向に作用する場合は、ロータの振動振幅を減少させることができる。なお、第4図において、Pは旋回中心、F<sub>a</sub>は流体力の旋回中心方向力、F<sub>e</sub>は弾性力、F<sub>f</sub>は慣性力である。

第5図は前記流体力F<sub>a</sub>のロータ旋回方向の分力F<sub>c</sub>の理論解析結果であり、F<sub>c</sub>が正の場合はロータの振動振幅を増大させる旋回力となり、

振動を増大させる場合があることが知られている。特に高圧タービンにおいては、シールフィンの前後の圧力差が大きく、又シールフィンの後の圧力と前の圧力の圧力比が大きいことからその流体力は大きくなり、ロータの異常振動の原因となり易い。

本発明の目的は、ラビリンスパツキンのシールフィン間に形成される膨張室内を流れる漏洩の旋回流によつて引き起こされるロータの異常振動を防止する軸流流体機械の漏洩防止装置を提供することにある。

本発明者等は、この目的を達成するために、このラビリンスパツキン内で発生する流体力に関する理論解析等を行つたが、これについて第3図、第4図及び第5図により説明する。まず前記ラビリンスパツキンによる作動流体漏洩防止装置においては、シールフィン10と回転するロータ1との間を通る作動流体、第3図に示すように、ロータの軸方向流れ成分Vと、回転するロータ表面との摩擦により、ロータ1の回転方向nと同方向す

F<sub>c</sub>が負の場合はロータの振動振幅を減少させる減衰力となる。横軸はロータの回転数とロータ振動数との比 $r$ である。

一般のタービンにおいては、前記のラビリンスパツキン内でロータに働く流体力の外に、第6図に示すようなロータの振れ回り振動を増大させる流体力が作用することが知られている。すなわち、ロータが振れ回り振動すると動翼7の外周とその外側の静止壁面に設けられたラジアルフィン8との間隔が小さくなる動翼7gに働く回転力F<sub>g</sub>は、動翼7gの先端からの漏洩量が反対側の間隔が広くなる動翼7hの先端からの漏洩量より小さくなるので、動翼7hに働く回転力F<sub>h</sub>より大きくなる。これら動翼7に働く回転力を全周で積分するとロータ中心Oに旋回方向力F<sub>i</sub>が作用する。

したがつて、ロータをより安全にするためには前記ラビリンスパツキン内でロータに働く流体力をロータ振動の減衰力として利用することが望ましい。第5図の横軸に示したロータ回転数とロータ振動数との比 $r$ は、一般のタービンにおいては

通常運転時では2前後になることが多いが、前記したように、従来のタービンではラビリンスパツキンの膨張室内の漏洩流れの周方向成分 $U$ と周速 $W$ の比は約0.5となるために、流体力 $F_c$ はほぼ零になり減衰力として利用することができない。一方、第5図に示すように、 $U/W$ が所定値(約0.5)より小さい場合には、漏れ防止装置によつて引き起こされる流体力をロータ振動を抑制する減衰力として作用させることができることがわかる。

本発明は、上記した解析結果に基づき、 $U/W$ が小となるように、ラビリンスパツキンのシールフィンで区切られた膨張室内の円周方向に任意の間隔をもつて複数個の旋回流防止片を設けて漏洩流の円周方向の流れを阻止し、これによつてラビリンスパツキンに作用する流体力をロータの振動振幅を減衰させるように利用して、該ロータの振動を低減するようにしたものである。

以下、本発明の一実施例である蒸気タービンの漏洩防止装置を第7図から第10図を用いて説明

する。本実施例においては、高圧タービンの軸封パツキンに本発明を適用した例を挙げて示している。第7図において、ロータ1の外周の静止壁であるケーシング2の内壁には従来例と同様にシールフィン10を有する4分割されたラビリンスパツキン9が環状に植え込まれた構造になつている。12及び13が新たに配置された旋回流防止片であり、この旋回流防止片12は静止体である分割されたラビリンスパツキン9の接合部に挿入されており、旋回流防止片13は上記ラビリンスパツキン9に挿込まれている。これら旋回流防止片12、13の詳細を第8図及び第9図にそれぞれ示す。第8図がラビリンスパツキン9の周方向接合部に挿入される旋回流防止片12であり、シールフィン10の周方向端部が装着できるように該シールフィン10の断面形状と合致するように形成されたシールフィン固定溝14が旋回流防止片12の内周側の側面に設けられている。一方、第9図は分割されたラビリンスパツキン9の周上の間隔を持つて位置し、軸方向に沿つて配設された溝に挿込まれる旋回流防止片13であり、同じくその内周側の側面にはシールフィン固定溝14が設けられていて、挿込み後ラビリンスパツキンとの合せ面をかしめ作業又は溶接によりラビリンスパツキン9の本体に固定されるものである。なお、旋回流防止片12及び13は、それぞれラビリンスパツキン9ではさみ込まれる部分及び挿込まれる部分の厚さは1となつてはいるが、膨張室に突出する部分は厚さ1より若干厚い1'に形成されており、その部分には前述したようにシールフィン10と同様のシールフィン固定溝14が設けられており、この旋回流防止片12、13をラビリンスパツキン9に組み込むことにより、シールフィン10の円周方向の端部がこの溝14に装着されるものである。

以上の旋回流防止片12、13を分割されたラビリンスパツキン9に取付けた状態を第10図に示す。第10図に示すように、旋回流防止片12及び13の内周半径はシールフィン10の内周半径より $\delta$ (ロータとシールフィンとの間隙と同

する。本実施例においては、高圧タービンの軸封パツキンに本発明を適用した例を挙げて示している。

第7図において、ロータ1の外周の静止壁であるケーシング2の内壁には従来例と同様にシールフィン10を有する4分割されたラビリンスパツキン9が環状に植え込まれた構造になつている。

12及び13が新たに配置された旋回流防止片であり、この旋回流防止片12は静止体である分割されたラビリンスパツキン9の接合部に挿入されており、旋回流防止片13は上記ラビリンスパツキン9に挿込まれている。これら旋回流防止片12、13の詳細を第8図及び第9図にそれぞれ示す。第8図がラビリンスパツキン9の周方向接合部に挿入される旋回流防止片12であり、シールフィン10の周方向端部が装着できるように該シールフィン10の断面形状と合致するように形成されたシールフィン固定溝14が旋回流防止片12の内周側の側面に設けられている。一方、第9図は分割されたラビリンスパツキン9の周上の間隔を持つて位置し、軸方向に沿つて配設された

間隔)だけ大きくなつており万一シールフィンの先端がロータ表面に接触しても旋回流防止片12、13はロータ表面に接触しないようになつている。

これにより、第3図に示した隣接するシールフィン10の間で区切られた膨張室11内の漏洩流は、旋回流防止片12、13により円周方向流れが阻止されるので、漏洩流の周方向速度 $U$ と周速 $W$ との比 $U/W$ をほぼ零にすることができ、第11図に示すようにラビリンスパツキンによる漏洩防止装置に発生する流体力 $F_a$ のロータ旋回方向力の分力 $F_c$ を、ロータ旋回 $\omega$ と反対方向、即ちロータ系の粘性減衰力 $F_d$ と同一方向に作用させてロータの振動振幅を減衰させる力として利用可能にしたものである。

また、旋回流防止片12、13の両側に設けた溝14にシールフィン10の周方向端部が固定保持されているので、シールフィン10の前後の圧力差によつて該シールフィン10に働く軸方向力に対して該旋回流防止片12、13がシールフィンを補強する作用もある。

なお、前記旋回流防止片12又は13は、適用される軸流流体機械の軸封パッキンの外に、ダイヤフラムパッキン、動翼先端のラジアルフィン等の漏洩防止構造部に配置される場合もあり、また、本発明は、同様のシールフィンが設けられる軸流流体機械にも採用しうるものである。

以上述べたように、本発明によれば、蒸気タービン、ガスタービン、軸流圧縮機等の軸流流体機械の漏洩防止構造部を通過する漏洩流の旋回流を減少させて漏洩防止構造部に発生する流体力をロータの振動減衰に利用させたことから、ロータの振動を低減出来るという効果を奏するものである。

図面の簡単な説明

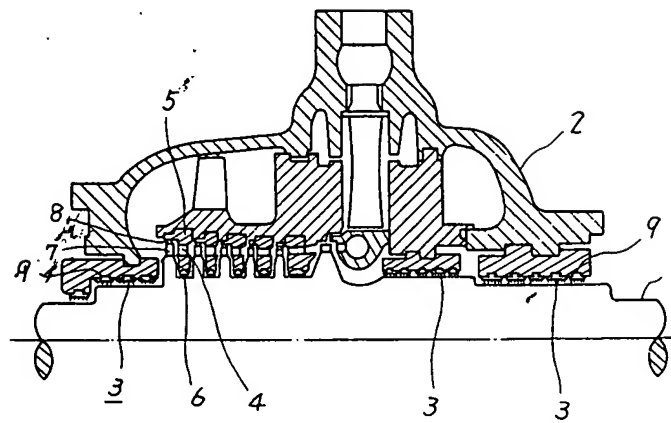
第1図は高圧タービンの構造を示す部分断面図、第2図は従来のラビリンスパッキンの斜視図、第3図は従来のラビリンスパッキン内の漏洩流の流出方向を示す説明図、第4図はロータに作用する流体力のベクトル図、第5図はロータ回転数とロータ振動数との比に対する漏洩防止構造部に発生する流体力の旋回方向分力の関係を、漏洩流の旋

回速度とロータ表面の周速との比をパラメータとして示すグラフ、第6図は動翼に働く流体力によりロータに作用する旋回力を表わした説明図、第7図は本発明の一実施例を示す蒸気タービンの軸封装置であるラビリンスパッキン内の断面図、第8図及び第9図はそれぞれ第7図の軸封装置に用いられている各旋回流防止片の斜視図、第10図は第7図の軸封装置に用いられている旋回流防止片を取付けたラビリンスパッキンの斜視図、第11図は本発明によるロータに作用する流体力のベクトル図である。

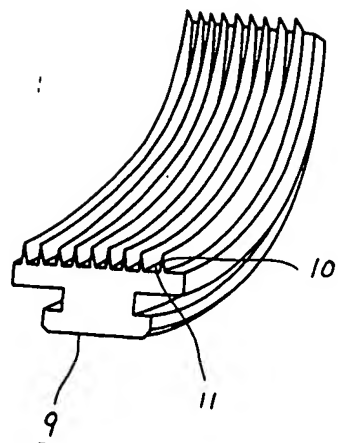
1…ロータ、3…軸封パッキン、9…ラビリンスパッキン、10…シールフィン、11…影張室、12、13…旋回流防止片。

代理人 弁理士 高橋明夫

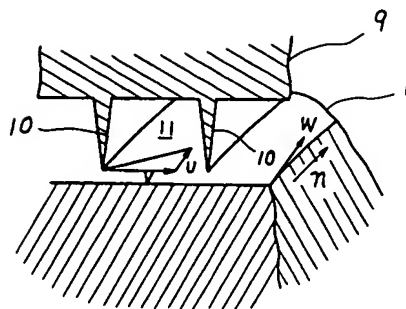
第1図



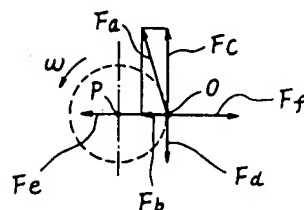
第 2 図



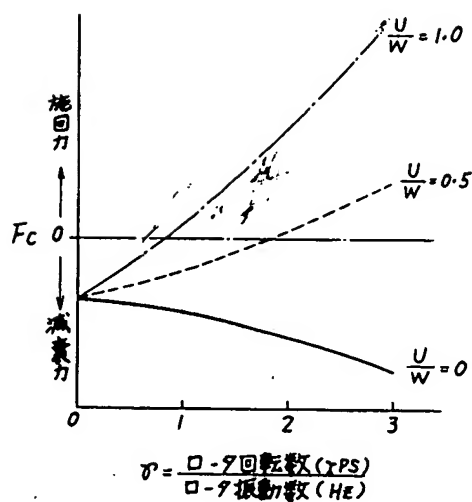
第 3 図



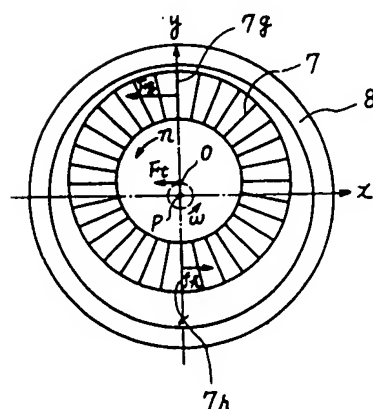
第 4 図



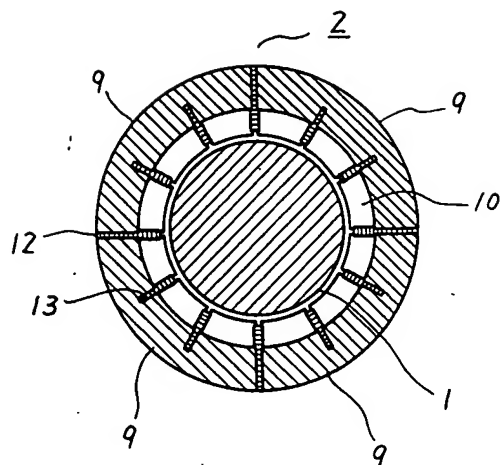
第 5 図



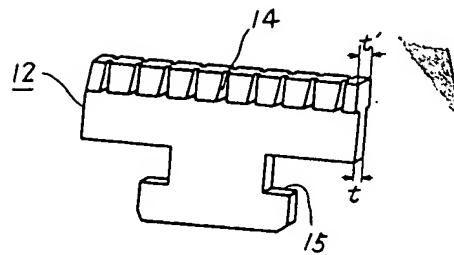
第 6 図



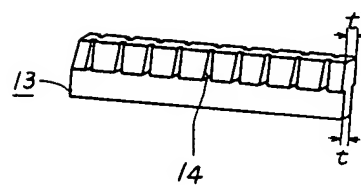
第 7 図



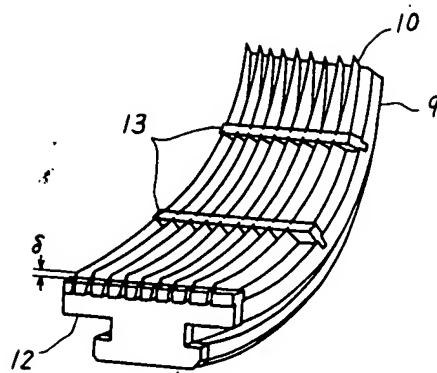
第 8 図



第 9 図



第 10 図



第 11 図

